

二輪車クランクノイズ対策のための実験および 数値解析の複合的アプローチ

A Combined Experimental-Numerical Approach for Motorcycle Crank Noise

関 田 雅 彦*
Masahiko SEKITA

田 村 浩*
Hiroshi TAMURA

要 旨

ハンドリングや乗車振動のレベルと同様にクランクノイズのレベルにもライダーは快適性を要求している。不快なクランクノイズの発生メカニズムを特定するための二輪車用単気筒エンジンのシミュレーションモデリング手法を構築した。実験と数値解析の複合的アプローチが問題を解決するための設計変更を評価するために適用された。エンジンをモデル化する場合、実験はエンジンの挙動を決定する重要なパラメータを同定するために重要である。構築したモデルでの数値解析による結果はプロトタイプの実験データにより検証された。

ABSTRACT

Riders require comfortability to the crank noise level as well as a handling and a riding vibration. Simulation modeling method of a single-cylinder engine for motorcycle was established to identify the occurrence mechanism of an unpleasant crank noise. The combined approach of an experiment and numerical analysis was applied to evaluate a design change for determining a concern of crank noise. An experiment is effective to identify an important parameter to decide the behavior of an engine when modeling of an engine. The result of numerical analysis by using the established model was verified by experiment data of prototype.

1. まえがき

エンジンのクランクノイズは負荷状態で発生する不快な音である。音質評価システムを用いた測定結果から、このノイズは Fig. 1 に示すように 900Hz から 2000Hz に渡る比較的広い周波数帯域を持つことが分かった。主観的には、このノイズはエンジンの中で何か部品が転がっているような印象を与えることから「ガラガラ音」と言われることもある。

本研究の目的はクランクノイズの発生メカニズムに対する洞察を得た後に(主観的に)十分なノイズ低減をもたらす改善仕様を提示することである。前提として燃焼と発生出力を変えてはいけない、という制約条件が課せられている。

2. クランクノイズ発生プロセス

クランクノイズ発生のプロセスは Fig. 2 に示すように3段階に分けられる。Source(音源要素), Transmitter(伝

達要素), Emitter(音放射要素)はライダーが耳もとで感じる典型的なクランクノイズの要因である。ノイズを低減するためには、これらの3段階のどの段階からのアプローチもあり得る。

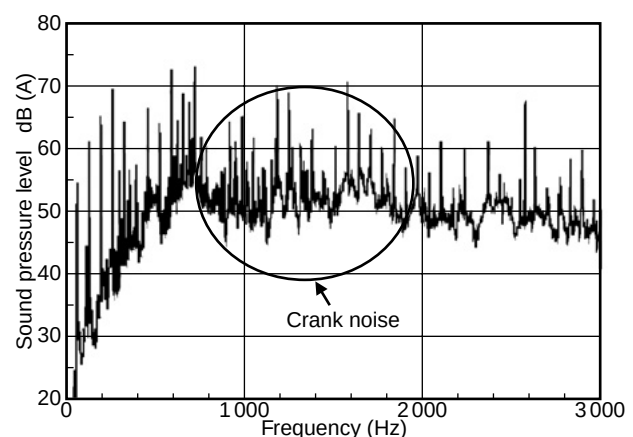


Fig. 1 Frequency range of crank noise

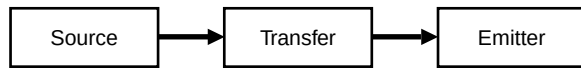


Fig. 2 Process of crank noise generation mechanism

今回のケースでは、Sourceはエンジン稼動時のクランクの動的挙動に関係している。慣性力、燃焼加振力、クランクの動特性がベアリングへの入力形成すると考えられる。これらの力はクランクケースに作用し、ケースの振動を発生させて音放射に至る。

クランクノイズを低減するためには、これらの3段階の相互作用を阻止しなくてはならない。

- ・ Source：クランクシャフトアセンブリの動特性の変更
- ・ Transfer：ベアリングタイプの変更
- ・ Emitter：放射音を低減するためのクランクケース動特性の変更

ここでは仕様変更のシミュレーション検討を主にTransferの部分で行ったが、基本的な検討は他のノイズ発生プロセスに相当する部分でも行った。例えばクランク自体の仕様変更である。

3. モデリング

ノイズ発生メカニズムについての検討を行い、仕様変更の効果に対する事前評価を行うためには発生メカニズムの3段階をできる限り精度良くモデル化する必要がある。SourceとEmitterに関してはクランクシャフトやクランクケースの動特性が重要な要素である。そのため、これらの部品については実験加振データを用いたFEモデルのアップデートが実行された。Transferの段階ではベアリングの動的な伝達特性が明らかにされなくてはならない。

シミュレーションモデルを作成するために、いくつかの仮定が必要である。そのために生じるいくつかの限界を考慮しなくてはならない。そのため、仮想モデルの実機テストによる検証を行った。その結果、完成したシミュレーションモデルは異なる仕様間での定性的な比較を行うために十分な精度を持つことが確認できた。

3.1. モーダルモデルアップデート

ノイズ発生メカニズムの二つの段階、すなわちSourceとEmitterにおいてはクランクシャフトおよびクランクケースの動特性がそれぞれ重要な役割を担っていることは明らかである。そのため、これらのコンポーネントにおいては動的な挙動がモデルに反映されなくてはならない。この動的領域の精度を確保するために、モデル形成に関しては実際のエンジンによる実験データに基づいた手法を採用する必要がある。これは特に単気筒エンジンの組み立て型クランクのアセンブリに良く使われる圧入部のような不確定要素の

大きい部分では特に重要である。このプロセスにおいては既存のFEモデルを実物のデータでアップデートする手法が重要である。開発の過程においては実物が存在して、それを利用できる状況は限られているため、アップデートするのが難しい場合が多い。しかし、開発の終わりの段階で次世代の仮想モデルを構築し、アップデートを行い製品検討を行うことは非常に有効である。この段階では実物モデルは存在し、FEモデルのアップデートを実行してモデルの信頼性を確かめることができるわけである。

実験モーダル解析(Experimental Modal Analysis, EMA)を現物のクランクシャフト(Fig. 3)やクランクケースアセンブリ(Fig. 4)に対して実施する。測定誤差はアップデート結果に影響するため、実験中は特別な注意を払わなくてはならない。例えば、クランクシャフトへの加速度センサのマス影響などである。実験モーダルパラメータはコリレーションおよびアップデートテクニックを用いてFEシミュレーションのパラメータと比較される。モデリングのエラーの部位を特定するため、FEモデルは異なる部位に分割される。それぞれのパーツあるいは結合部(例えば、クランク

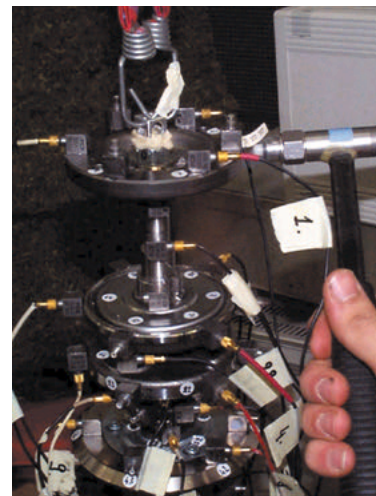


Fig. 3 Modal analysis of crankshaft

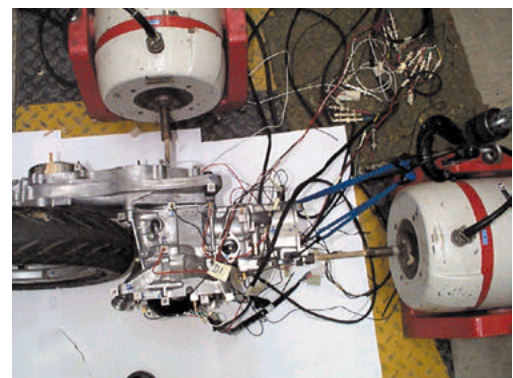


Fig. 4 Modal analysis of crankcase assembly

シャフトのパーツの圧入による結合)に対して材料特性や結合特性をアップデートするための感度解析を実行する。これらのテクニックにより物理モデルと有限要素モデルのモダルパラメータ間に良い相関性がクランクシャフトおよびクランクケースアセンブリのグローバルモードに対して得られた。Fig. 5 および Fig. 6 にその結果を示す。

3.2. ベアリングの動的スティフネスの決定

クランクシャフトの回転による慣性力と燃焼加振力はベアリングを介してクランクケースに伝達する。クランクケース側の加振力に対する正しい応答を得るためにベアリングの動的スティフネスを決定しなければならない。このために特別なテスト装置を作成した。インナリングをテスト治具に固定し、電磁加振器により 5 kHz までのランダム信号によりアウトリングを加振する。Fig. 7 にテスト装置を示す。インナリングとアウトリングの相対変位およびテスト治具フレームの反力からボールベアリングの動的スティ

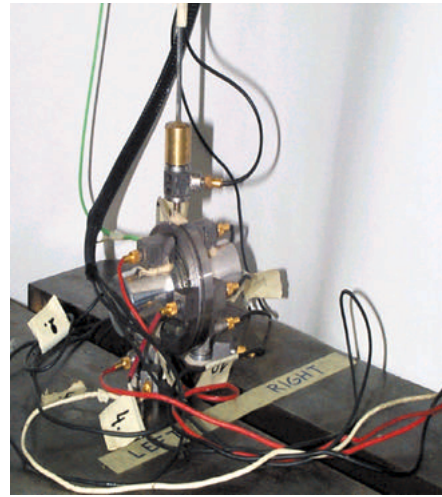


Fig. 7 Test setup for identification of dynamic bearing stiffness

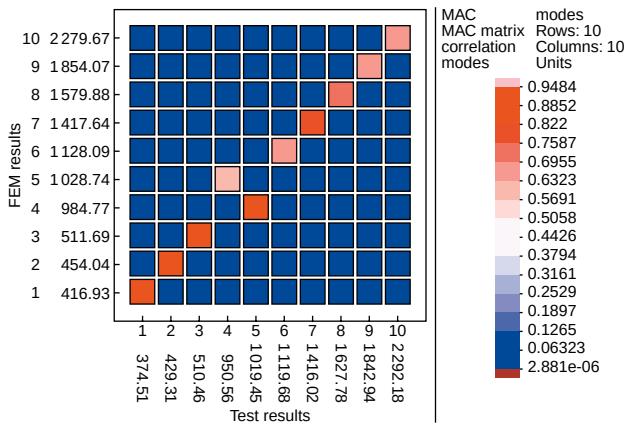


Fig. 5 MAC correlation matrix for crankshaft

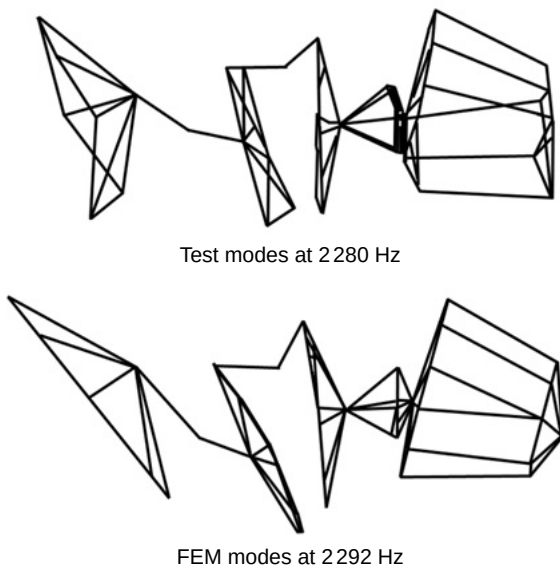


Fig. 6 Comparison of experiment and FEM mode

フネスを抽出した。このテスト装置はラジアル方向のスティフネスと共に軸方向のスティフネスも測定できるように設計されている。エンジン稼動時のフリクション低減との兼ね合いからベアリングには適正な内部クリアランスが設定されている。このクリアランスは動的スティフネスの測定時にクランクノイズと同じ音を発生する。それはクリアランスを強制的にキャンセルすることで直ちに止まった。このことからベアリングのボールクリアランスがノイズ発生メカニズムの重要な要素であることが予想された。

今回のエンジンのようにボールベアリング支持のクランクシャフトを持ち、クランクケースにベアリングアウトが圧入されているタイプのエンジンがアセンブリされた状態では、常温時には、クリアランスは圧入代によってほとんどキャンセルされている。しかし、エンジン稼動時にはこのクリアランスが温度上昇に伴って増大する。これはアルミニウム合金製のケースの熱膨張がスチール製のベアリングアウトリングより大きいことに起因する。この現象は実験によっても確かめられている。クランクノイズはエンジンの温度上昇にしたがって悪化する。

3.3. モデリング上の仮定条件と限界

今回の仮想モデルの目的はノイズ発生メカニズムに対して、いくつかの仕様変更がクランクノイズにどのような影響を与えるかを考察することである。このような目的のためには異なる仕様変更に対して定性的な判断ができるレベルのモデルが必要である。そのような理由からいくつかの特定の未知のパラメータに対して以下のような仮定による条件設定がなされた。

- ・ベアリングのクリアランスはエンジン稼動時の温度に依存するがシミュレーションでは特定のクリアランスに固定する。このクリアランスは特定のエンジンの温度に相当する。

- ・ CVTのベルトはクランクシャフトの一端に力を発生させるが、この力はエンジン停止時のベルト張力で代用する。
- ・ クランクシャフトに直接取り付けられた AC ジェネレータロータの磁力は無視する。バルブトレインによる加振力の影響も同様に無視する。
- ・ トランスミッション一体構造のエンジンはブッシュを介してフレームに取り付けられている。フレームがリジッドと仮定して差し支えないような程度の結合条件を設定する。

ベアリングのモデル化手法に関しては、結果に対してある程度の限界が予想される。もしベアリングが無傷で完全なものであれば転動による振動発生は広帯域ランダムノイズとなる。ところがアウトレース、インナレース、またはボールに傷のような欠陥がある場合は、Fig. 8に示すような特徴的な周波数のノイズを発生する。これらの特徴的な周波数、およびそれらのハーモニクス成分はベアリングの振動のスペクトラムの周波数に見られる。これらの周波数はベアリングの構成要素に欠陥がある場合だけでなく、運転時にインナとアウトが相対的に傾いた状態のときにも同様に発生することが報告されている。4ストロークエンジンの場合、Fig. 9に示すように燃焼加振力により2回転に1回の割合でクランクシャフトの曲げが発生する。この現象はアウトレースに対するインナレースの周期的な傾きを生じさせる。すなわち、ベアリングが完全なものであっても、燃焼のプロセスにより回転の0.5次成分のハーモニクスが発生するのである。これらの効果は今回のベアリングモデルでは考慮されていないため、前述したような周波数での現象の再現は期待できない。

3.4. モデリング

アップデートされたクランクシャフトおよびクランクケースの有限要素モデル、ベアリングの動的ステイフネスモデルを用いてエンジンのバーチャルダイナミックモデルが形成される。これには3.3.項で述べた仮定条件と限界性

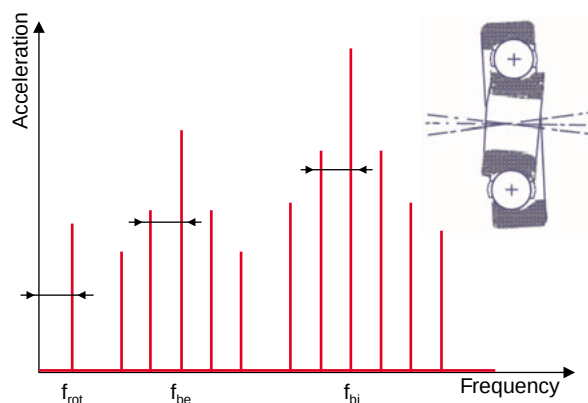


Fig. 8 Characteristic frequencies caused by tilting of inner and outer race

が適用される。次に運転時の正確な燃焼筒内圧力をシャーシダイナモ上で圧力センサを取り付けた完成車により測定した。この圧力の実測値は仮想モデルのシミュレーション実行時に燃焼室内に適用される。完成したエンジンの仮想モデルを Fig. 10 に示す。このモデルではエンジン、トランスミッションはリジッドフレームにブッシュを介して支持されている。

3.5. モデリングの妥当性

モデルの検証を目的としてシャーシダイナモに完成車をセットし、クランクシャフトのジャーナル加速度をクランクに埋め込んだ加速度センサで、またシャフト先端のラジアル方向、軸方向の変位を非接触変位センサで測定した。Fig. 11にテスト状態を示す。測定データをシミュレーション結果と比較し、両者が同じ傾向を示すかを確認した。Fig. 12はその一例でクランクジャーナルのベアリング近傍のラジアル方向加速度のテストとシミュレーションの比較を示す。前述の限界性と仮定条件を考慮すれば両者はかなり良

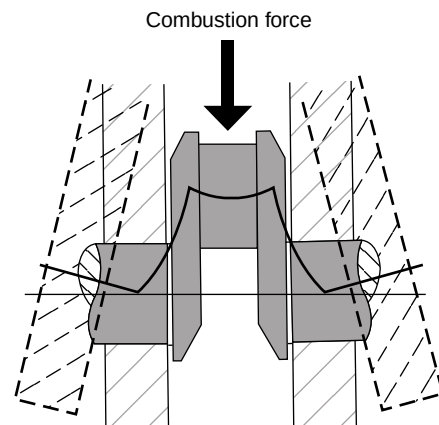


Fig. 9 Periodic bending of crankshaft due to combustion forces

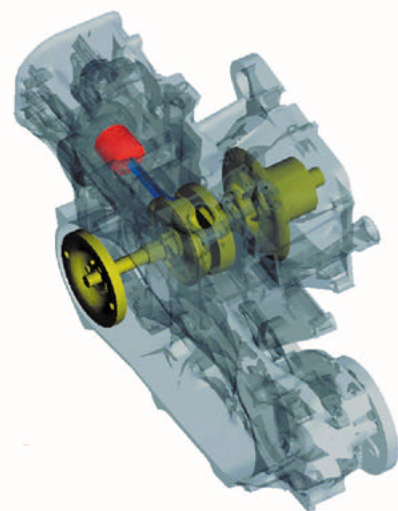


Fig. 10 Virtual mechanical model of engine with transmission

い一致を示している。このことはこの仮想モデルによる異なる仕様間の定性的な比較が可能であることを示す。Fig. 13に示すクランクシャフト先端の変移リサージュ図は2回転に1回の燃焼筒内圧力ピークによる挙動を明確に見ることができる。

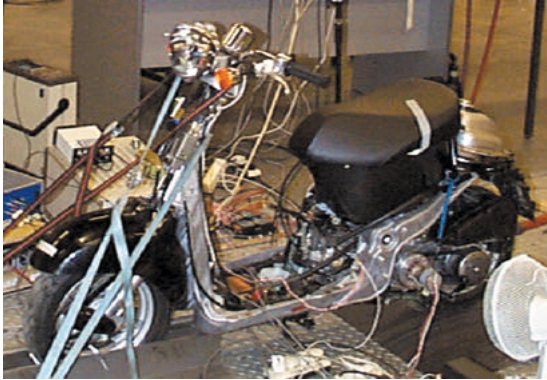


Fig. 11 Fixed motorcycle on roller bench

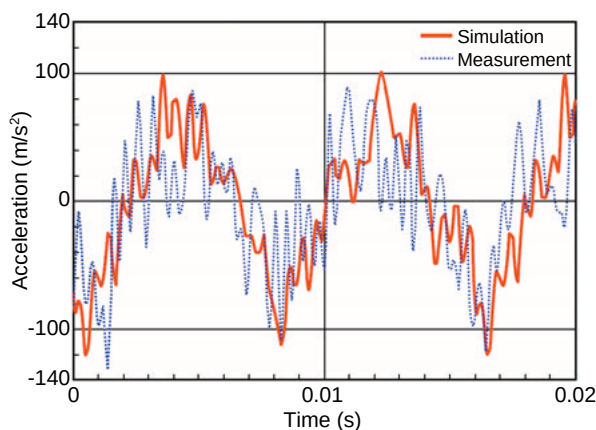


Fig. 12 Vertical acceleration on bearing

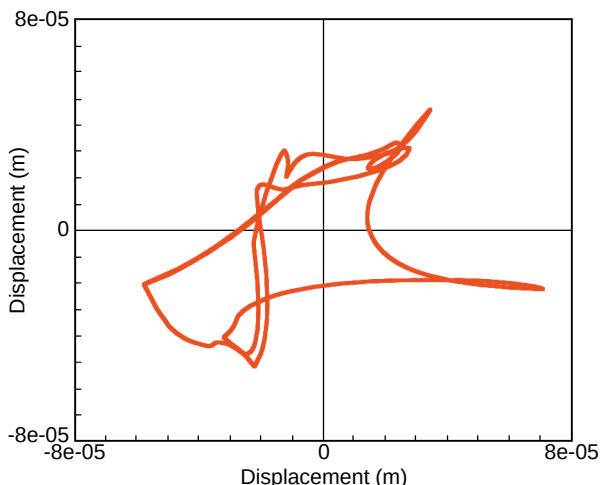


Fig. 13 Lissajoux figure of crankshaft displacement at bearing

3.6. 変更仕様の評価

仕様変更によるノイズへの影響が定性的な仮想エンジンモデルにより計算された。これらの仕様変更はノイズ発生メカニズムの3段階について行われた。

- Source: 慣性モーメント, 質量追加, クランクシャフトを別のタイプに変更することによるクランクシャフト動特性の変更
- Transfer: ベ어링クリアランスの変更, 異なるタイプのベ어링への変更
- Emitter: クランクケースの剛性補強

1番目の変更はノイズ発生プロセスの最初のレベル, つまりSourceに相当する。クランクシャフトの仕様を変えることによりクランクの動剛性を変更した。変更後のクランクシャフトは変更前に比較してマイナス40%の質量のジェネレータロータが取り付けられている。Fig. 14からこの仕様変更は問題の周波数領域, つまり900Hzから2000Hzに対して影響があることが分かる。本研究で取り上げた他の二つの変更はノイズ発生プロセスにおけるTransferレベルでの変更である。一つはベ어링のボールクリアランスを2倍に変更, もう一つはハイドロベ어링(プレーンベ어링)への変更である。Fig. 15およびFig. 16にその結果を示す。予想されたようにクリアランスの増加はベ어링への衝撃加振力を増加させ振動レベルの増大を招く。問題の周波数領域での十分なノイズレベル低減はプレーンベ어링によってのみ得られた。

4. 実験による検証

全ての仕様変更について完成車による実験的検証をシャーシダイナモ上で行った。本稿ではノイズ発生プロセスにおける2段階について述べる。一つはSource段階であり, もう一つはTransfer段階である。仮想モデルシミュレーションでの検討結果から二つの有用な情報が得られた。

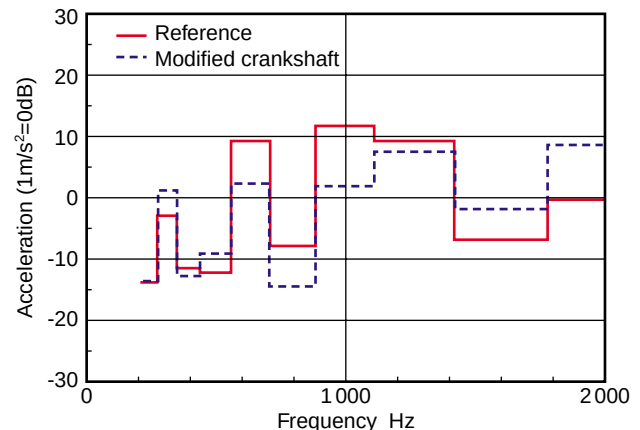


Fig. 14 Simulated comparison of reference acceleration in third octave between reference model and modified crankshaft

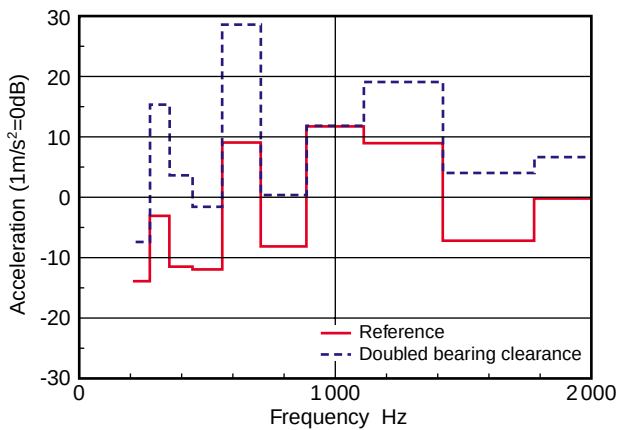


Fig. 15 Simulated comparison of reference acceleration in third octave between reference model and doubled clearance

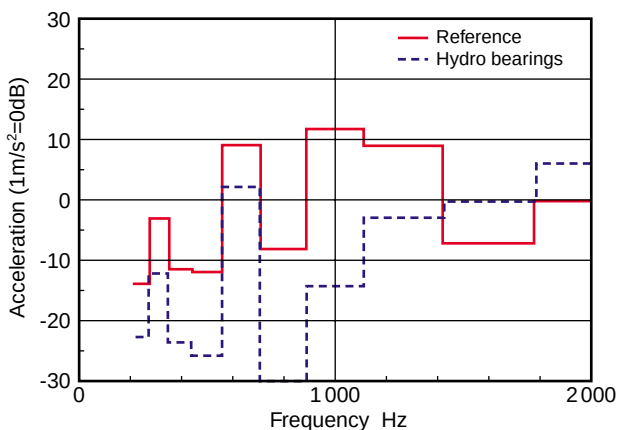


Fig. 16 Simulated comparison of reference acceleration in third octave between reference model and hydrobearings

Source 段階においてはクランクシャフトの動剛性が、**Transfer 段階**においてはボールベアリングのクリアランスが重要な要素である。

4.1. Source 段階での仕様変更

4.1.1. クランクシャフトの動特性変更

クランクシャフトの動特性変更の効果を明確に理解するため、あらたなクランクシャフトを設計する代わりにオリジナルに対して極端な改修による変更を施した。それはシャフト両端の大幅な質量低減である。ジェネレータロータを完全に除去し、CVTプーリーの径と肉圧を大幅に削減した。Fig. 17にその外観を示す。その結果、シャフトの共振周波数は上昇し、振じりの1次は511Hzから849Hzへ、振じりの2次は1128Hzから1728Hzへシフトした。Fig. 18に示すようにライダの耳元での騒音測定結果はこの仕様変更によりクランクノイズの周波数領域で大きく低減することを示した。この騒音低減メカニズムは以下のように簡単に説明できる。燃焼筒内圧力のスペクトラムを見ると、Fig. 19に示すように周波数が高くなるにつれてエネルギーが十分減衰していることが容易に分かる。そのためもしク

ランクシャフトの共振周波数が上昇すれば加振力の伝達効率は減少することになる。

4.2. Transfer 段階での仕様変更

4.2.1. 熱膨張制限によるボールベアリングのクリアランス低減

ボールベアリングのアウタレースはアルミニウム合金製のクランクケースに圧入されているため、アセンブリ状態ではクリアランスはフリーの状態より小さくなっている。ところが運転時はアルミニウム合金製のクランクケースとスチール製のベアリングアウタレースの熱膨張率の違いに

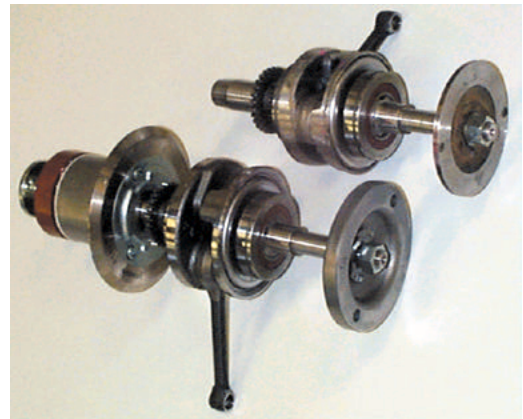


Fig. 17 Comparison between original and modified crankshaft

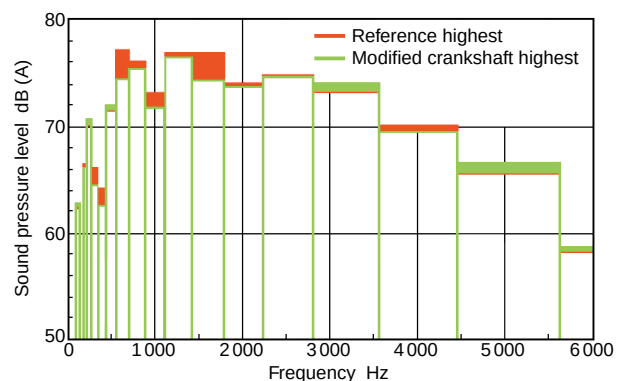


Fig. 18 Frequency analysis result by modified crankshaft

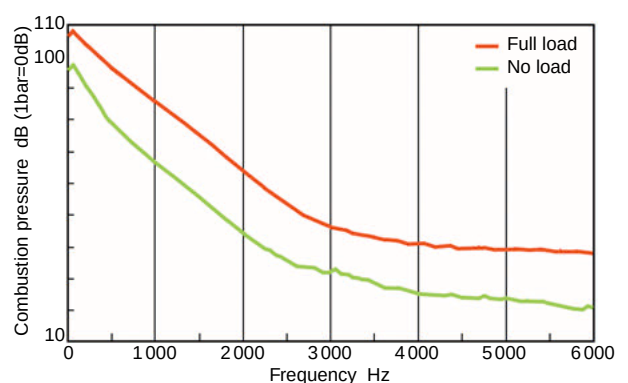


Fig. 19 Combustion pressure per one cycle

よりオイル温度の上昇に伴いクリアランスは増大する。この現象を阻止するため、Fig. 20に示すようにアウトレースの周りにスチール製の水冷ウォータージャケットリングを装着した。

4.2.2. ボールベアリングのプレーンベアリングへの変更

クリアランスに関係した加振力を低減するもう一つの方法はベアリング自体の仕様を変更することである。Fig. 21に示すように、ボールベアリングをプレーン(ハイドロ)ベアリングに変更した。油膜のダンピングはボールベアリングに比較して相対的に大きいいため、ベアリングのクリアランスによって励起される衝撃力の減衰効果を期待できる。

双方の仕様変更は Fig. 22, Fig. 23 に示すようにノイズ低減を達成した。

これら三つの実験による検証は異なる仕様間の定性的な比較検討のための仮想モデルの正当性を証明した。シミュレーション結果と同様な騒音低減効果が全ての変更仕様の実験においても確認できた。しかし、主観的に十分な騒音低減効果は、プレーンベアリングへの変更においてのみ確認された。他の変更においては騒音レベルは低減したが、聴感上の観点では十分なものではなかった。



Fig. 20 Crankshaft with water cooled bearing

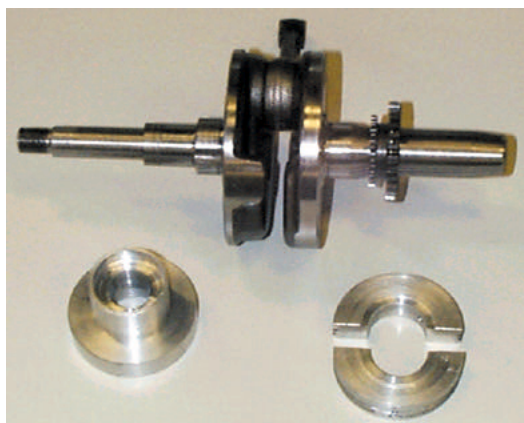


Fig. 21 Crankshaft with hydro bearing

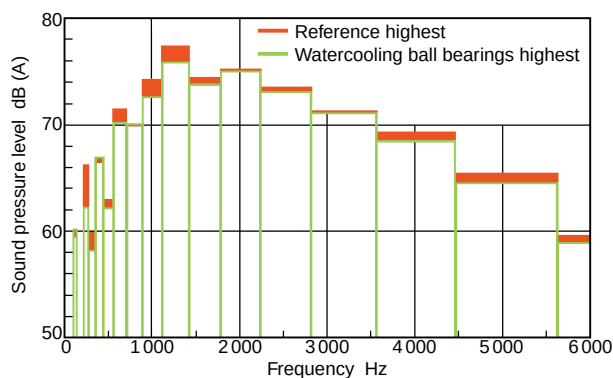


Fig. 22 Frequency analysis result by water cooled bearing

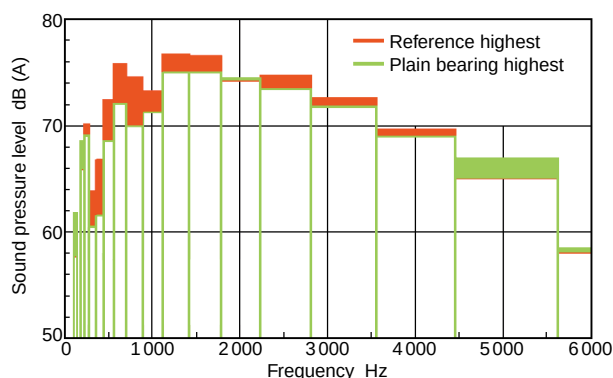


Fig. 23 Frequency analysis result by hydro bearing

5. まとめ

クランクノイズを改善するための設計、あるいは異なる仕様間の相対比較を定性的に評価するためにエンジンの仮想モデルを構築した。実際に仕様変更した完成車の実験による検証により、この仮想モデルの正当性が証明された。

- ・クランクノイズはクランクシャフトアセンブリの共振によって発生する。
- ・ボールベアリングのクリアランスはこの現象を増幅させ、典型的なガラガラ音を引き起こす。
- ・騒音低減はクランクシャフトの設計変更によって得られる。
- ・騒音低減はベアリングクリアランスの減少によって得られる。
- ・主観的な改善はプレーンベアリングへの変更によってのみ得られる。
- ・数値解析および実験解析の複合的アプローチはノイズ発生メカニズムの解明に大きく寄与した。

今後の課題として、動的メカニカルシミュレーションソフトウェアへのより精度の高いベアリングモデルの開発が必要である。

参考文献

- (1) Vandenplas, B., Hendrix, W., Sekita, M., Tamura, H.: A combined experimental-numerical approach for motorcycle crank noise : Modeling, ATT 2002, Paris
- (2) Mas, P., Vandenplas, B., Kuwahara, H., Fukui, Y.: A numerical substructuring approach to motorcycle vibration prediction, SETC 2001 01 1849/4267
- (3) Schonherr, C.; Schwaderlapp, M.; Schmillen, K.: Beachtung des axialen Bewegungsverhaltens Fur akustisch gunstige Kurbelwellen. In: MTZ 57, Nr.9 p.520-526 (1996)
- (4) Kunzel, R. ; Essers, U.: Die Lastabhangigkeit des mechanisch verursachten Motorgerausches. In: MTZ 54, Nr.9 p.452-459 (1993)
- (5) Schwadderlapp, M., Wolschendorf, J.: Akustische Verbesserung von Pkw-Dieselmotoren durch Strukturmassnahmen. In: MTZ 54, Nr.12 p.634-641 (1996)
- (6) Werkmann, M., Essers, U.: Untersuchung und Beeinflussung rauher Gerauschkomponenten von Verbrennungsmotoren. In: MTZ 57, Nr.10 p.586-590 (1996)
- (7) Kampichler, G.: Der neue luftgekuhlte Industrie-Dieselmotor von Hatz. In: MTZ 57, Nr.5 p.266-273 (1996)
- (8) Wilhelm, M., Strohe, M.: Korperschallanregung der Motorstruktur durch axiale Bewegungen der Kurbelwelle. In: MTZ 53, Nr.11 p.548-555 (1992)
- (9) Spessert, B.: Gerauscheduktion von ViertaktDiesel- und Ottomotoren: Ruckblick und Stand der Technik Teil1. In: MTZ 60, Nr.7/8 p.508-517 (1999)
- (10) Spessert, B.: Gerauscheduktion von ViertaktDiesel- und Ottomotoren: Ruckblick und Stand der Technik Teil 2. In: MTZ 60, Nr.9 p.612-619 (1999)

■ 著 者 ■



関田 雅彦



田村 浩